

DOI: 10.7512/j.issn.1001-2303.2026.04.08

增材制造蒸汽发生器特征流道的传热特性研究

徐建锋¹, 何戈宁^{1,2,3}, 王永杰¹, 丛腾龙¹, 顾汉洋¹

1. 上海交通大学 核电安全技术与装备全国重点实验室, 上海 200240

2. 中国核动力研究院, 四川 成都 610213

3. 核能增材制造四川省重点实验室, 四川 成都 610213

摘要: 蒸汽发生器是压水堆核电系统核心换热设备, 其流道传热性能直接影响机组效率与安全性。本研究基于金属增材制造制备GH3625合金六边形窄通道试验件, 设计0°、360°、720°三种扭转角内置肋片结构, 并开展了系统的气液两相流传热试验与数值模拟。试验在开式循环回路中进行, 通过改变质量流速、热流密度, 获取单相液、过冷沸腾、饱和沸腾、干涸及单相汽区的对流换热系数, 并与常见经验公式进行对比。结果表明, 质量流速显著强化各区间换热, 高热流密度在低含气率区强化换热, 在高含气率区对换热影响不大, 而扭转角越大, 二次流与界面更新越强, 传热能力越高。数值模拟进一步揭示了扭转肋片对流场结构和空泡分布的调控作用。在单相汽区, 传统经验公式明显低估换热性能, 基于实验数据提出的新经验关系式可显著提高预测精度。研究结果验证了增材制造在蒸汽发生器流道传热强化中的可行性, 并为其结构优化提供了依据。

关键词: 增材制造; 蒸汽发生器; 两相流; 对流换热系数

中图分类号: TL353+.13 文献标识码: A 文章编号: 1001-2303(2026)04-0065-10

Study on Heat Transfer Characteristics of Characteristic Flow Channels in Additive Manufacturing Steam Generator

XU Jianfeng¹, HE Gening^{1,2,3}, WANG Yongjie¹, CONG Tenglong¹, GU Hanyang¹

1. State Key Laboratory of Nuclear Power Safety Technology and Equipment, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China

2. China Nuclear Power Research Institute, Chengdu 610213, China

3. Nuclear Power Additive Manufacturing Key Laboratory of Sichuan Province, Chengdu 610213, China

Abstract: To enhance the heat transfer performance of steam generator channels, this study fabricated three hexagonal narrow channel test samples with rib structures having different twist angles using metal additive manufacturing. Systematic gas-liquid two-phase flow heat transfer experiments and numerical simulations were conducted. The experiments were carried out in an open-loop circulation system, where the mass flow rate and heat flux density were varied to obtain convective heat transfer coefficients in single-phase liquid, subcooled boiling, saturated boiling, dryout, and single-phase gas regions, and compared with common empirical formulas. The results showed that the mass flow rate significantly enhanced heat transfer across all regions. High heat flux density strengthened heat transfer in the low gas content region but had little effect in the high gas content region. The larger the twist angle, the stronger the secondary flow and interface renewal, leading to higher heat transfer capability. Numerical simulations further revealed the influence of the twisted ribs on the convective flow structure and bubble distribution. In the single-phase gas region, traditional empirical formulas significantly underestimated the heat transfer performance, while a new empirical correlation proposed based on experimental data significantly improved prediction accuracy. The study confirms the feasibility of additive manufacturing in enhancing heat transfer in steam generator channels and provides a basis for structural optimization.

Keywords: Additive manufacturing; Steam generator; Two-phase flow; Convective heat transfer coefficient

引用格式: 徐建锋, 何戈宁, 王永杰, 等. 增材制造蒸汽发生器特征流道的传热特性研究[J]. 电焊机, 2026, 56(4): 65-74.

收稿日期: 2025-12-14 修回日期: 2026-02-01

作者简介: 徐建锋(2002—), 男, 硕士研究生。E-mail: jianfeng@sjtu.edu.cn.

Citation: XU Jianfeng, HE Gening, WANG Yongjie, et al. Study on Heat Transfer Characteristics of Characteristic Flow Channels in Additive Manufacturing Steam Generator[J]. Electric Welding Machine, 2026, 56(4): 65–74.

0 引言

在典型的压水堆中,蒸汽发生器作为一回路冷却剂系统的关键换热设备,承担着主回路与蒸汽动力回路之间的压力边界作用,同时将反应堆释放的热量传递至二回路,是整个核电厂热力系统的核心部件^[1]。围绕提升传热性能与结构安全性,众多学者对蒸汽发生器的优化设计开展了系统研究。王盟等基于分区热工模型并结合改进优化算法,对自然循环蒸汽发生器的几何与传热设计进行多目标优化,实现了结构尺寸与设备重量的同步下降,验证了数学规划在蒸汽发生器整体结构优化中的有效性^[2]。Shao 等人^[3]针对分离式蒸汽发生器,通过 CFD 对不同管排布角度下的两相流动与沸腾换热进行比较,结果表明管束几何排列显著影响壳侧气含率分布及换热性能,其中 30°与 60°布置表现更优,并据此给出了可快速评估局部换热的简化关联式。Gonzalez-Gomez 等人^[4]进一步从壳体-管束整体布置角度探讨了蒸汽发生器的紧凑化设计。研究通过多物理场耦合分析表明,合理优化壳侧流道分隔结构与再循环路径可显著改善温度场分布与两相流动稳定性,从而在不增加泵功的条件下提升热负荷能力。Wei 等人^[5]的壳管式换热器结构优化研究指出,通过优化挡板间距、导向结构与壳侧流道组织,可有效削弱流动死区、增强横向冲刷并降低局部过热,为蒸汽发生器壳侧导流结构的设计提供了可借鉴的通用思路。

尽管上述研究在结构优化方面取得了进展,但受制于常规制造工艺难以实现复杂内部流道与拓扑结构,其优化潜力仍未被充分挖掘。增材制造技术的出现为突破这一限制提供了途径,使蒸汽发生器能够有更自由的三维结构设计与强化传热策略^[6]。增材制造是一种利用数字模型逐层构建材料以形成复杂三维结构的制造技术^[7],具有高几何自由度和显著的结构集成优势^[8],已逐步应用于航空航天、汽车、医疗、能源等行业^[9]。增材制造技术在换热器领域已被证明能够突破传统加工对几何复

杂度的限制^[10],使得微通道、拓扑优化结构、仿生流道、离散针翅阵列及多分流结构等高性能换热几何得以实现^[11],从而显著提升传热面积密度、流动均匀性和结构紧凑性。同时,在核电装备领域,金属增材制造也已广泛应用于核燃料组件、压力容器试件、复杂流道阀体乃至应急替换件制造^[12],并在材料致密性、力学性能与满足核级标准方面表现出良好工程可行性^[13]。综合来看,增材制造在复杂三维流道成形和核级构件关键服役性能的实现方面均已积累了一定的工程应用基础,其在几何可设计性与结构完整性方面的优势,与蒸汽发生器对高效传热结构和高压安全边界的耦合需求高度匹配。因此,将增材制造引入蒸汽发生器管道以实现微结构调控、流道强化或新型拓扑布局,可突破传统制造工艺的设计限制,为蒸汽发生器的换热性能提升与结构集成化提供新的实现路径。

因此本文以蒸汽发生器特征流道为研究对象,采用增材制造技术制备多种毫米级窄矩形通道试验件,搭建气液两相流试验平台,研究质量流速、热流密度和通道几何结构对垂直上升两相流传热特性的影响,并提出新的经验关系式。

1 试验系统与方法

1.1 试验系统

试验在上海交通大学热工水力试验室搭建的开式回路上进行,包括供水箱、柱塞泵、预热器、试验段、冷凝器及参数测量系统,如图 1 所示。循环工质为去离子水,由柱塞泵提供循环驱动并通过调节阀控制流量;预热器对入口工质加热以调节进口过冷度;试验段为竖直放置的被测传热管段,通电加热提供均匀热流;出口连接螺旋管冷凝器将工质冷却成水后回流至供水箱,实现工质的连续循环。试验段入口安装有压力变送器,进出口设置压差传感器测量试验段压力降;壁面沿轴向嵌入多支热电偶测量壁面温度,入口和出口设置热电偶测量流体温度。各传感器信号经 NI 数据采集系统记录,采样频

率 100 Hz,测量精度为 0.1 级。试验段通电加热采用直流电源,电压、电流经测量用于计算输入热功率。

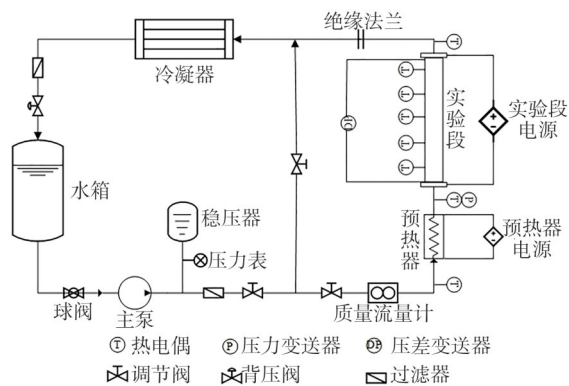


图 1 试验回路
Fig. 1 Experimental loop

1.2 试验段

本研究试验样件采用增材制造工艺打印的特征流道管件,材料为 GH3625 镍基合金。如图 2 所示,流道截面为六边形,流道对边距为 4.40mm,内六边形的对顶点距为 5.08mm,水力直径为 2.40mm,通道长度 800mm。在管内添加纽带肋片是一种有效的传热强化手段,其通过在流道内诱导强烈的螺旋旋涡和二次流动,减薄并周期扰动近壁热边界层,从而显著提高对流换热系数^[14-15]。因此,本试验为了强化传热,在流道内部增材制造了不同形式的肋片结构。它们分别为扭曲 720°肋片、扭曲 360°肋片和直肋片。其中肋片宽度为 0.70mm,肋条填充率为 18.51%,肋条与外壳面积比为 4.90%。

此外,为了减小肋片的发热量对流动传热的影响,本试验对六边形外壳厚度进行了加厚,为 2.60mm。经过计算,肋片分担的电热功率仅约占总电热功率的 4.6%,对整体加热功率分布影响较小,故后续分析中可主要关注由加厚金属外壳承担的轴向均匀加热效果。

1.3 试验工况

本试验通过改变预热器功率而改变水的进口干度,研究不同的水的质量流量和试验段功率下,水在单相液区、过冷沸腾区、饱和沸腾区、干涸区和过热蒸汽区的换热特性。具体的工况如表 1 所示。

1.4 试验数据处理

试验本体采用电加热方式提供热量输入,根据

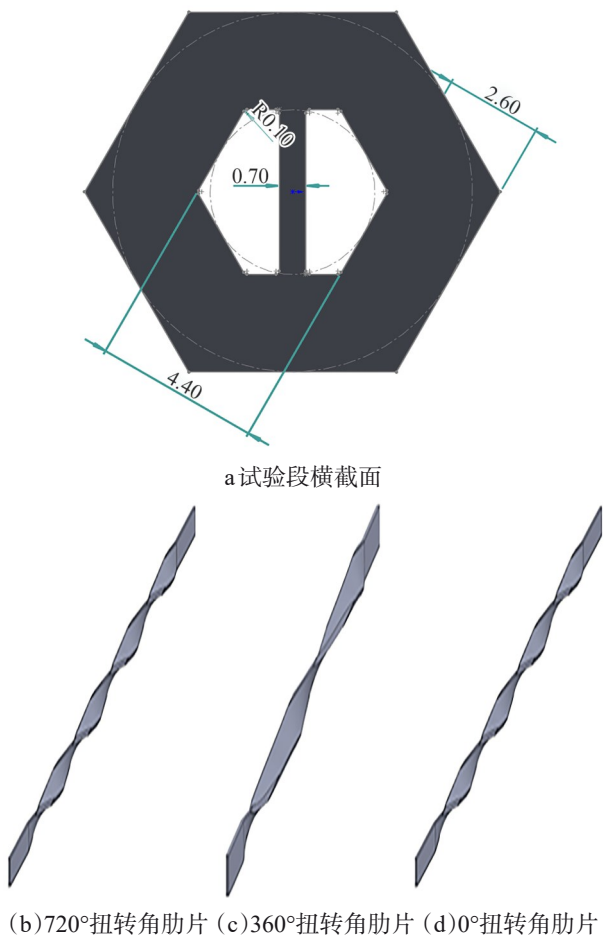


图 2 试验件结构

Fig. 2 Structural diagram of the test section

表 1 试验数据工况

Table 1 Database experiment condition	
参数名	参数值范围
压力/MPa	4.9
质量流速/(kg·s ⁻¹ ·m ⁻²)	100、200、400
功率密度/(kW·m ⁻²)	100、200、300

测量获得的电流和电压,可得到试验本体的加热功率,有:

$$q=\eta\frac{UI}{A_s}$$

(1)

式中,U为试验段电压;I为试验段电流; A_s 为试验本体加热段内表面积(单位:m²); η 为热效率,本试验经过测试,取 80%。

试验过程中通过热电偶测量得到外壁面的温度计算内壁温度。由于六边形管道横截面可以看成是六个等边梯形拼接而成。因此可以对常物性、含内热源的一维平板导热微分方程进行改写,推导

后得到如下内壁温计算公式:

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{q''b\delta^3}{6k} - \frac{q'''a\delta^2}{2k} \quad (2)$$

式中 T_{wi} 为试验管道内壁温度(单位:K); q''' 为体积释热率(单位: W/m^3); k 为导热率(单位: $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$); δ 为梯形高度(单位:m); a 为数值上等于梯形上底长度; b 为(梯形下底长度-梯形上底长度)/ δ 。

热平衡含汽率(干度)根据下式计算:

$$x = \frac{h_f - h'}{h_{fg}} \quad (3)$$

式中 h_f 为流体焓值(单位: kJ/kg); h' 为试验压力下对应的饱和水焓值,由水物性查得(单位: kJ/kg); h_{fg} 为试验压力下对应的水的汽化潜热,由水物性查得(单位: kJ/kg)。

由于试验段均匀加热,沿管长方向流体焓值呈线性分布,故位于管长 L_i 处(以加热段起始点为基

准)的流体焓值 h_{fi} 为:

$$h_{fi} = h_{in} + \Delta h \frac{L_i}{L_h} \quad (4)$$

式中 Δh 为流体总焓升(单位: kJ/kg); L_h 为试验本体加热段长度(单位: kJ/kg)。

管长 L_i 处(以加热段起始点为基准)的主流流体温度 T_{fi} 可根据当地的压力和焓值 h_{fi} 来查询,由牛顿冷却公式可得到当地的对流传热系数 htc_i :

$$htc_i = \frac{q}{T_{wi} - T_{fi}} \quad (5)$$

2 试验结果与分析

2.1 不同热工参数对传热的影响

2.1.1 质量流速对传热的影响

如图3、图4、图5所示,在对试验段施加相同的

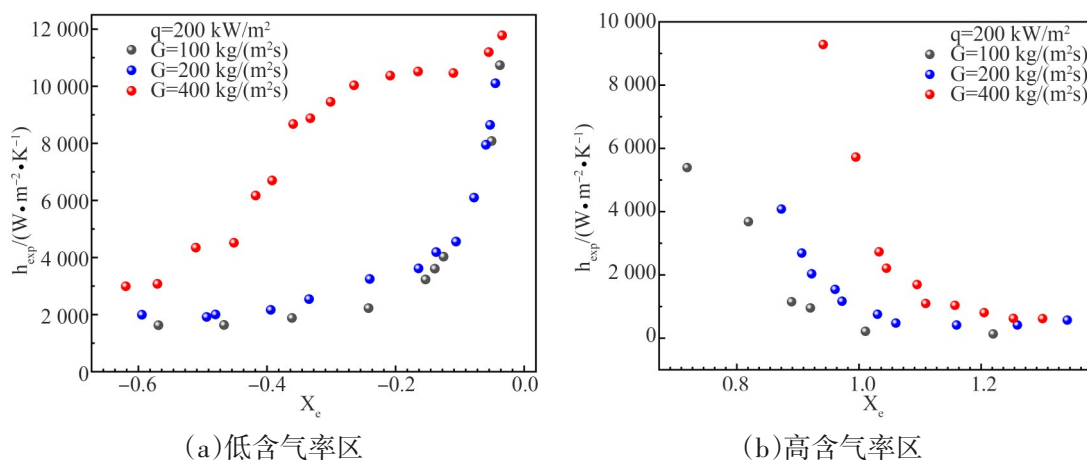


图3 换热系数随含气率的变化图(肋片扭转角 720°)

Fig. 3 Heat transfer coefficient as a function of void fraction (fin twist angle 720°)

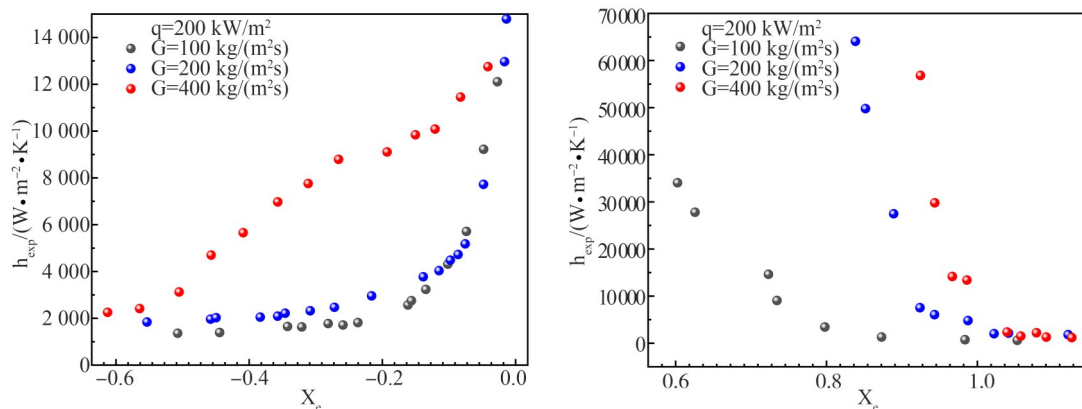


图4 换热系数随含气率的变化图(肋片扭转角 360°)

Fig. 4 Heat transfer coefficient as a function of void fraction (fin twist angle 360°)

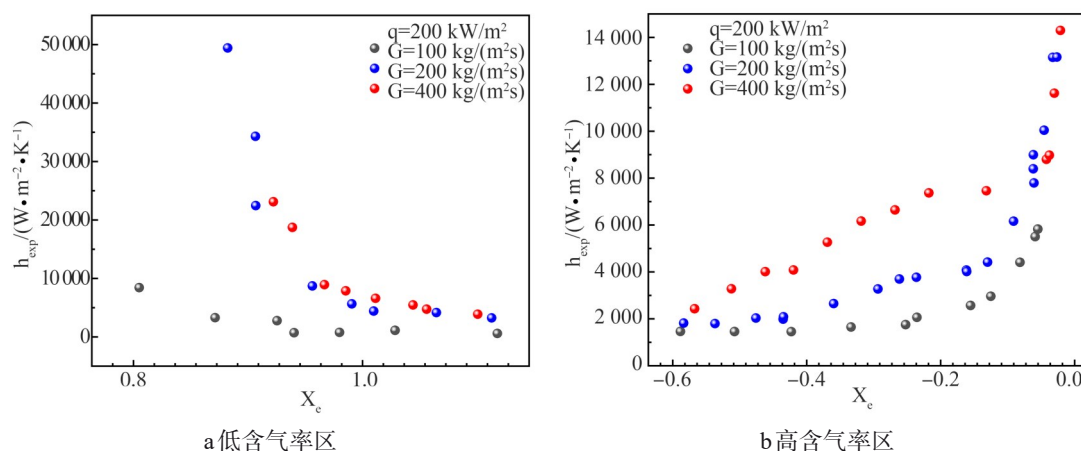


图5 换热系数随含气率的变化图(肋片扭转角0°)

Fig. 5 Heat transfer coefficient as a function of void fraction (fin twist angle 0°)

功率密度 $q=200 \text{ kW/m}^2$ 的情况下,三种肋片扭转角在单相液段、沸腾段、干涸段和单相汽段,都呈现出在同一干度 x_e 下对流换热系数 h_{exp} 随着质量流速 G 的增加而增加。并且随着质量流速的提高,过冷沸腾点的出现有提前的趋势,而干涸点的出现有滞后的趋势。这主要是因为质量流速 G 的增加使得主流速度、液相质量速率以及液滴再沉积率增大。主流速度增大促使壁面温度更容易被流体带走,而液相质量速率以及液滴再沉积率增大,使得单位时间内通过截面的液相质量更多,液滴回到壁面也更多,这些液滴一接触高温壁面就被加热甚至汽化,带走大量热量。

2.1.2 热流密度对传热的影响

如图6、图7、图8所示,在相同的质量流速 $G=100 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ 下,三种肋片结构管道的对流换热系

数 h_{exp} 在低含气率区间内,呈现热流密度越高换热系数越高,过冷沸腾点有提前出现的趋势。这主要是由于热流密度增大时,壁面温度升高,促使更多气泡生成并加速生长,增强了液体与壁面的接触面积,从而提高了对流换热系数。而在高含气率区,对流换热系数对热流密度的变化不敏感。这是由于高含气率区,液滴已经很少,主要传热机制是蒸汽对流,蒸汽侧对流换热对热流密度不敏感,因此热流密度对换热影响不显著。

2.1.3 肋片结构对传热的影响

图9是在相同的质量流速 $G=400 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ 和相同的热流密度 $q=200 \text{ kW/m}^2$ 的工况下,不同肋片扭转角的对流换热系数 h_{exp} 的对比。在低含气率区,在任一固定 x_e 下,肋片扭转角为 720° 的试验段换热系数最高, 360° 次之, 0° 最低。这说明增大扭转角能

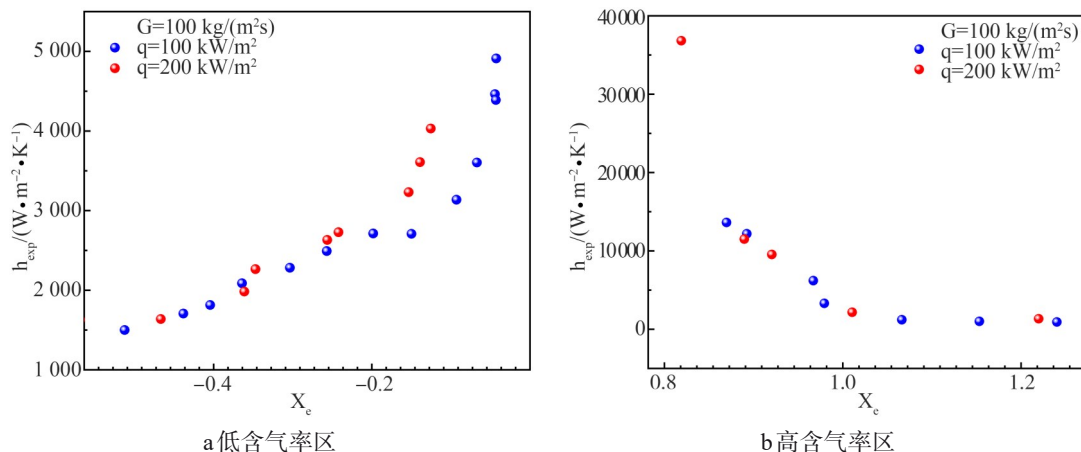


图6 不同热流密度对换热系数的影响(肋片扭转角720°)

Fig. 6 Effects of different heat fluxes on the heat transfer coefficient (fin twist angle 720°)

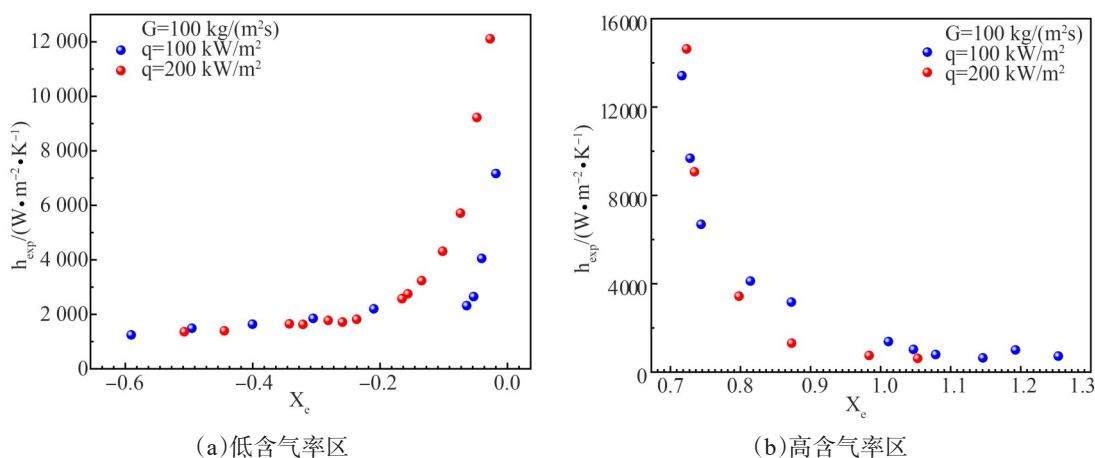
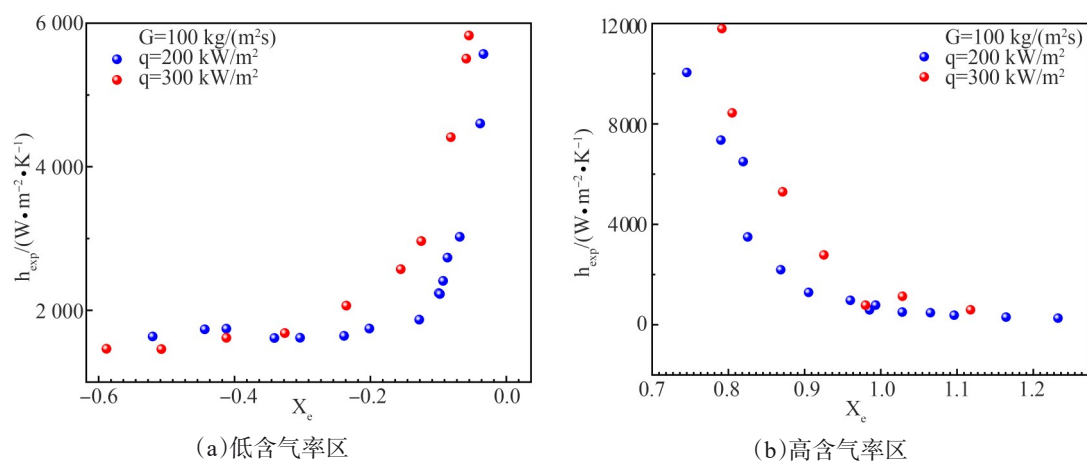
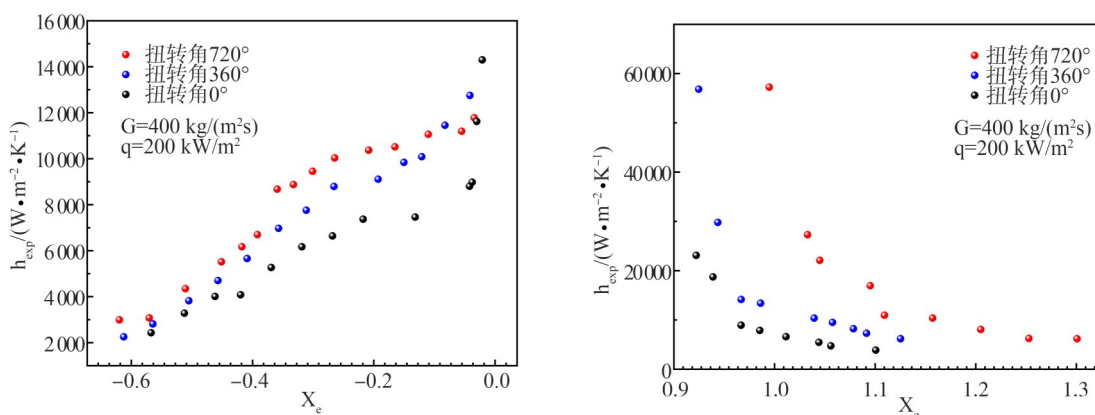
图7 不同热流密度对换热系数的影响(肋片扭转角 360°)Fig. 7 Effects of different heat fluxes on the heat transfer coefficient (fin twist angle 360°)图8 不同热流密度对换热系数的影响(肋片扭转角 0°)Fig. 8 Effects of different heat fluxes on the heat transfer coefficient (fin twist angle 0°)

图9 不同肋片结构对换热系数的影响

Fig. 9 Effects of different fin structures on the heat transfer coefficient

够显著强化螺旋肋诱导的二次流和横向掺混,提高壁面附近液相的更新频率和气泡脱离频率,从而扩大有效润湿面积并提升局部传热能力。在高含气

率区,换热系数仍随着扭转角提高而提高,并且干涸点也会随着扭转角提高而出现在更高的含气率的地方。这说明扭转肋结构在干涸初期仍能通过

增强二次流和再分布作用提高液滴再沉积和再润湿频率,减缓换热恶化。随着含气率进一步增大、液相几乎耗尽,三条曲线彼此接近,表明在单相汽换热区总换热已主要由气相强迫对流决定,肋片扭转角对传热的影响趋于减弱。

2.2 试验换热系数与经验公式换热系数的对比

在单相液传热区,将试验的对流换热系数 h_{exp} 与Dittus-Boelter公式^[16]计算得到的 $h_{Dittus-Boelter}$ 进行对比。在两相沸腾传热区,将试验的对流换热系数 h_{exp} 与Chen公式^[17]计算的 h_{Chen} 进行对比。在过热蒸汽传热区,流体为单相蒸汽,因管内流动速度不太大(马赫数远小于1),可以不考虑气体的可压缩性,故传热系数仍按式Dittus-Boelter公式的形式进行计算。

如图10、图11、图12所示,在单相液区,无论肋片扭转角为 0° 、 360° 还是 720° ,Dittus-Boelter公式计算的换热系数与实验测得值基本一致,大部分数据点均落在 $\pm 30\%$ 的误差带内,说明该公式能够较

准确反映螺旋肋管内湍流液相对流强化换热特性;在两相沸腾区,大部分数据点均位于 $\pm 30\%$ 的误差带内,但少量数据点偏差比较大。这是由于两相沸腾区的壁温与流体饱和温度极其接近,微小温差即可导致换热系数大幅波动,因此少量数据点超出 $\pm 30\%$ 的误差带很多的可能性是比较大的,这也是符合预期的;在单相汽区,三种肋片扭转角的管道的数据点均集中在“ $-50\% \sim -70\%$ ”误差带附近,即Dittus-Boelter公式大幅低估了实验换热系数。造成这种现象的原因是:在干涸后单相气流区,螺旋肋结构中仍然存在液滴再沉积、再润湿和强剪切涡结构,气相对流换热得到显著增强,而Dittus-Boelter公式基于单相液体湍流提出,完全不包含两相残余液滴或肋片诱导的高剪切结构,所以在单相汽区全面失效。因此,有必要对Dittus-Boelter公式进行修正,建立新的经验关系式。

在单相汽区建立新的经验关系式如式(6)、(7)、(8)所示。其中 α 为管道肋片的扭转角度。

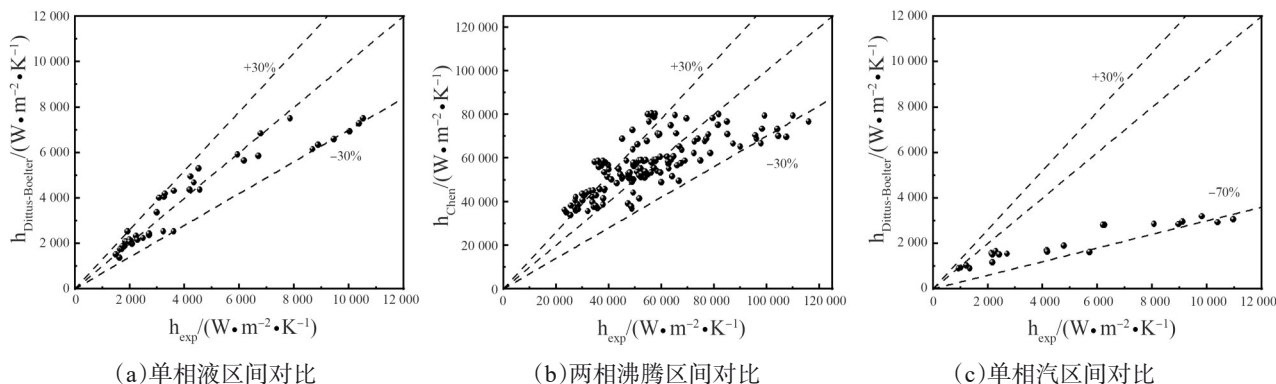


图10 试验换热系数与经验公式换热系数对比图(肋片扭转角 720°)

Fig. 10 Comparison of experimental and empirical-correlation heat transfer coefficients (fin twist angle 720°)

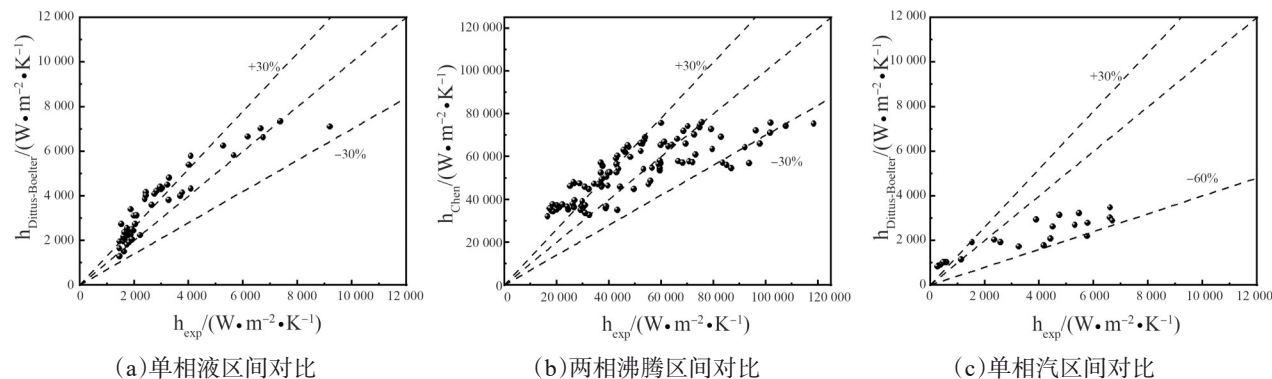


图11 试验换热系数与经验公式换热系数对比图(肋片扭转角 360°)

Fig. 11 Comparison of experimental and empirical-correlation heat transfer coefficients (fin twist angle 360°)

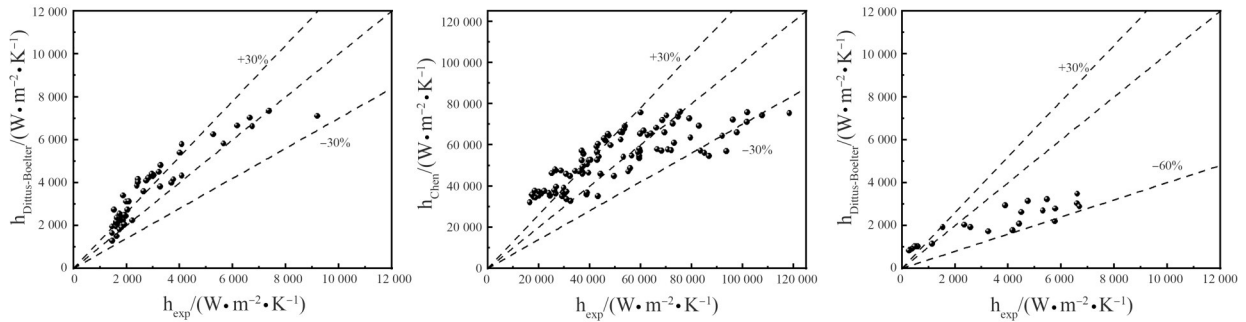


图 12 试验换热系数与经验公式换热系数对比图(肋片扭转角 0°)

Fig. 12 Comparison of experimental and empirical-correlation heat transfer coefficients (fin twist angle 0°)

$$Nu = 0.062 Re^{0.8} Pr^{0.4} (\alpha = 720^\circ) \quad (6)$$

$$Nu = 0.029 Re^{0.8} Pr^{0.4} (\alpha = 360^\circ) \quad (7)$$

$$Nu = 0.041 Re^{0.8} Pr^{0.4} (\alpha = 0^\circ) \quad (8)$$

通过计算拟合公式和 Dittus-Boelter 公式的决定系数 R^2 和均方根误差 $RMSE$, 来评估新的经验关系式的优劣, 计算公式如式(9)、(10)所示, 计算结果如表 2 所示。从计算结果可以看出, 新建立的经验关系式的 R^2 均比 Dittus-Boelter 公式计算结果更大, $RMSE$ 均比 Dittus-Boelter 公式计算结果更小。说明新的经验关系式在单相汽区比 Dittus-Boelter 公式更能描述流体的换热特性。

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (h_{cal,i} - h_{exp,i})^2} \quad (9)$$

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (h_{cal,i} - h_{exp,i})^2}{\sum_{i=1}^n (h_{exp,i} - \bar{h}_{exp})^2} \quad (10)$$

$$\bar{h}_{exp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n h_{exp,i} \quad (11)$$

表 2 拟合结果评估表

Table 2 Evaluation table of fitting results

扭转角	拟合公式 (R^2)	拟合公式 ($RMSE$)	Dittus-Boelter 公式(R^2)	Dittus-Boelter 公式($RMSE$)
720°	0.91	64.02	0.34	163.78
360°	0.73	30.73	0.56	38.45
0°	0.83	48.71	0.17	89.18

2.3 蒸汽发生器特征流道数值模拟

本研究利用 ANSYS Fluent 软件对试验的三个蒸汽发生器特征流道进行数值模拟。边界条件设置如下: 进口温度为 350 K, 进口质量流速 100 kg/(m²·s), 工作压力为 4.9 MPa, 出口表压为 0 MPa, 固体域体积释热率为 2.43×10^7 W/m³。对流换热系数

的计算结果如图 13、图 14、图 15 所示。从图中可以看出, 数值模拟的结果与试验结果的趋势基本一致。经过计算, 肋片扭转角为 720°、360°和 0°的流道的对流换热系数平均相对误差分别为 18.73%、30.91%、25.76%。这说明数值模拟结果具有一定的参考价值。

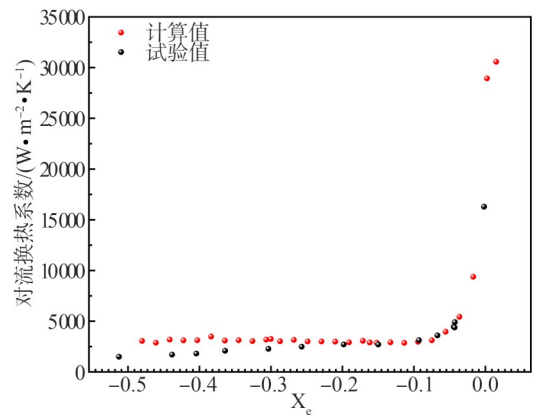
图 13 对流换热系数的计算值和试验值对比
(肋片扭转角 720°)

Fig. 13 Comparison between calculated and experimental convective heat transfer coefficients (fin twist angle 720°)

图 16 分别为三种流道在轴向高度 0.8 m 处截面上的流体域的切向速度和径向速度分布云图。从中可以看出, 含有肋片的流道切向速度普遍高于不含肋片的流道, 说明旋转肋片有利于促进二次流的产生, 使得流体除了垂直向上的轴向流动还有切向流动和径向流动, 呈现螺旋向上流动的趋势。并且由于离心力的存在, 流体的切向速度在左流道的上部和右流道的下部出现局部较大的分布特征。

图 17 为三种流道在轴向高度 0.7 m、0.75 m、0.8 m 处截面上的流体域的空泡份额分布云图。可以看到, 随着截面高度的增加, 流体吸热量越来越多, 空

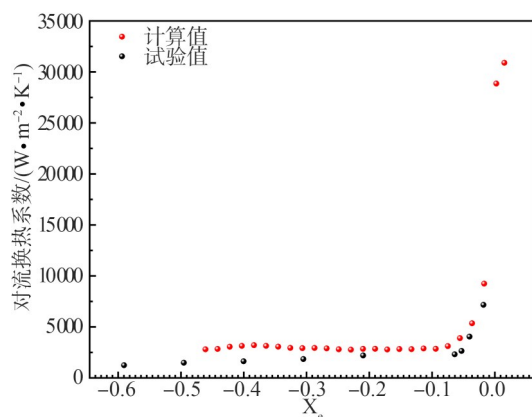


图14 对流换热系数的计算值和试验值对比
(肋片扭转角360°)

Fig. 14 Comparison between calculated and experimental convective heat transfer coefficients (fin twist angle 360°)

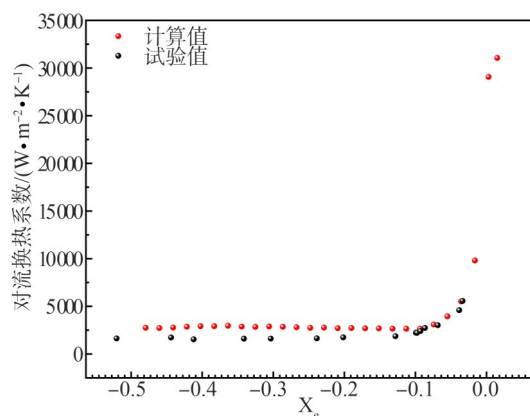
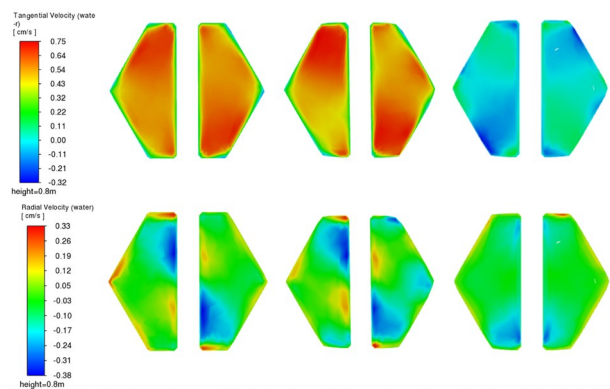


图15 对流换热系数的计算值和试验值对比
(肋片扭转角0°)

Fig. 15 Comparison between calculated and experimental convective heat transfer coefficients (fin twist angle 0°)

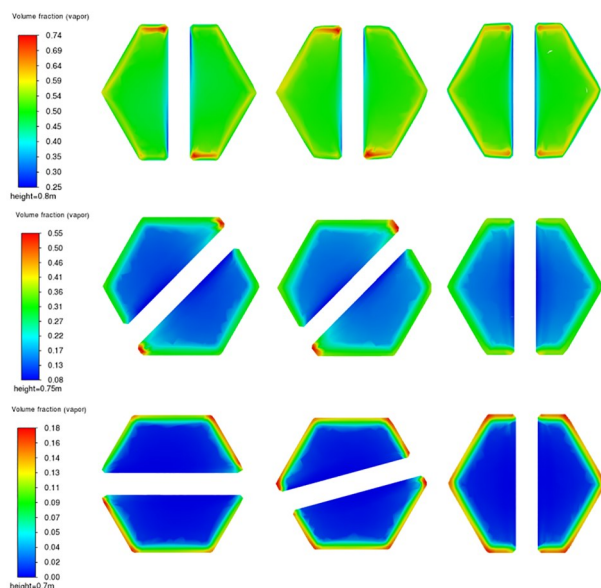


(a)肋片扭转角720°;(b)肋片扭转角360°;(c)肋片扭转角0°

图16 出口截面流体切向速度和径向速度

Fig. 16 Tangential and radial components of fluid velocity at the outlet cross-section

泡份额越来越多,气体的含量也越来越多。在相同截面处,含有肋片的流道的空泡份额普遍略高于不含有肋片的流道,这说明在肋片的影响下,流体与加热壁面接触的更充分,更容易被汽化。此外,当流体的汽化现象更加明显时,离心力和壁面润滑力的作用更加明显,气泡会在靠近肋片的左上部和右下部区域堆积,加剧了气体分布的不均匀程度。



(a)肋片扭转角720°;(b)肋片扭转角360°;(c)肋片扭转角0°

图17 不同截面的空泡份额

Fig. 17 Void fraction at different cross-sections

图18、图19分别是三种流道的流体在单相液换热区和过冷沸腾换热区的对流换热系数随干度 x_c 的变化散点图。从中可以看到,在单相液换热区,对流换热系数呈现出随扭转角增大而增大的趋势,进

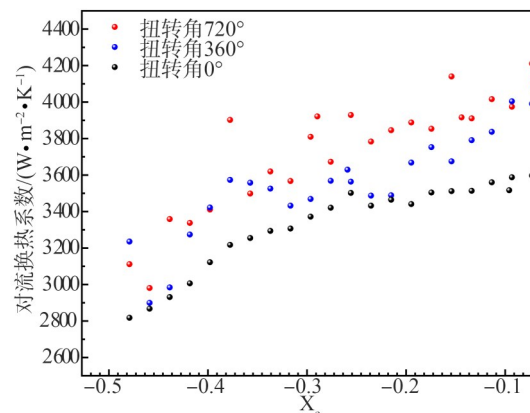


图18 单相换热区对流换热系数

Fig. 18 Convective heat transfer coefficient in the single-phase heat transfer region

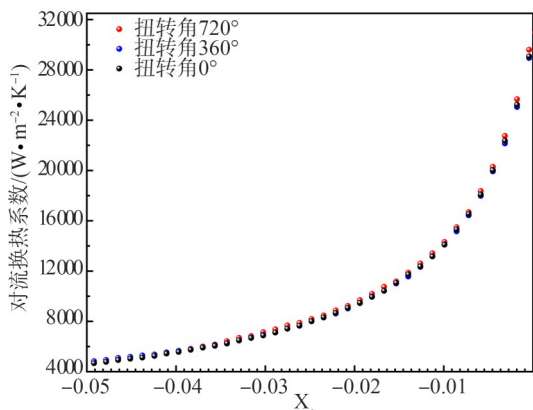


图19 过冷沸腾换热区对流换热系数

Fig. 19 Convective heat transfer coefficient in the subcooled boiling heat transfer region

一步说明肋片有利于促进二次流的产生,使流体与壁面接触更充分,传热性能更好,这与先前的试验结论相吻合。同时,对流换热系数随着肋片扭转角的增加,随干度的变化震荡得更明显也更频繁。这主要是因为肋片扭转角的增加使得流体的流动更加复杂;而在过冷沸腾换热区,肋片扭转角为720°的流道对流换热系数最高,肋片扭转角为360°和0°的流道对流换热系数差距并不明显。这仍然可以表明,在过冷沸腾换热区,肋片扭转角的增加也可以强化流体传热,与先前的试验结论一致。

3 结论

本研究利用增材制造技术制备了三种不同扭转角的蒸汽发生器特征流道,对其传热特性开展了系统试验与数值分析,主要结论如下:

(1)随质量流速提高,各肋片结构的换热系数均明显增大,且过冷沸腾点提前、干涸点推迟,表明高流速能增强液相更新与再润湿,从而有效提升整体传热性能。

(2)在低含气率区,换热系数随热流密度升高而增大;在高含气率区则呈弱敏感性,体现蒸汽对流主导的特征。

(3)肋片扭转角越大,二次流、横向掺混与再润湿能力越强,720°肋片在全干度区均表现最佳,并能延缓干涸与后期换热恶化。

(4)Dittus-Boelter公式在单相液区预测准确,

但在两相区偏差增大,在汽相区明显低估换热能力。本文建立的新经验关系式在汽相区显著提高预测精度,适用于增材制造流道的强化传热特征。

(5)FLUENT仿真模拟表明扭转肋片能增强切向与径向流动,使空泡分布更具非均匀性,并再现了试验观察到的传热强化趋势。

参考文献:

- [1] Fernández-Arias P, Vergara D, Orosa J A. A Global Review of PWR Nuclear Power Plants [J]. Applied Sciences, 2020, 10(13): 4434.
- [2] 王盟, 王建军, 孙中宁, 等. 蒸汽发生器最优设计 [J]. 核动力工程, 2011, 32(01): 29-33.
WANG M, WANG J J, SUN Z N, et al. Optimum Design of Steam Generator [J]. Nuclear Power Engineering, 2011, 32(01): 29-33.
- [3] Shao H, Xu Z, Liang Z, et al. Numerical investigation on the thermal-hydraulic performance of separated structure steam generator with different tube arrangements [J]. Annals of Nuclear Energy, 2022, 171: 109034.
- [4] González-Gómez P A, Laporte-Azcué M, Fernández-Torrijos M, et al. Design optimization and structural assessment of a header and coil steam generator for load-following solar tower plants [J]. Renewable Energy, 2022, 192: 456-471.
- [5] Wei X, Dai C, Wang P, et al. The optimum design and arrangement of a steam generator in an integral pressurized water reactor [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 94: 211-221.
- [6] Zhou L, Miller J, Vezza J, et al. Additive manufacturing: a comprehensive review [J]. Sensors, 2024, 24(9): 2668.
- [7] Li Y, Su Q, Sheng G, et al. Recent advances in artificial intelligence enhanced additive manufacturing of heat exchangers for thermal management: a review [J]. Materials & Design, 2025, 256: 114339.
- [8] Rasiya G, Shukla A, Saran K. Additive Manufacturing—A Review [J]. Materials Today: Proceedings, 2021, 47: 6896-6901.
- [9] Kanishka K, Acherjee B. Revolutionizing manufacturing: A comprehensive overview of additive manufacturing processes, materials, developments, and challenges [J]. Journal of Manufacturing Processes, 2023, 107: 574-619.
- [10] Anwajler B. Potential of 3D Printing for Heat Exchanger